

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3833459 A1**

⑤1 Int. Cl. 5:
F01L 9/02

②1 Aktenzeichen: P 38 33 459.3
②2 Anmeldetag: 1. 10. 88
④3 Offenlegungstag: 5. 4. 90

DE 3833459 A1

⑦1 Anmelder:
Audi AG, 8070 Ingolstadt, DE

⑦4 Vertreter:
Speidel, E., Pat.-Anw., 8035 Gauting

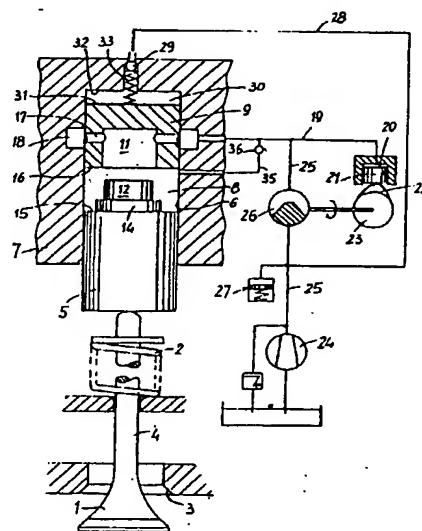
⑦2 Erfinder:
Henning, Hermann, Dipl.-Ing., 7101 Ellhofen, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:
DE 36 25 664 A1
EP 2 55 668 A2

⑤4 **Hydraulischer Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine**

Ein hydraulischer Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine weist einen mit dem Ventil 1 in Verbindung stehenden Arbeitskolben 5 auf, der in einem Zylinder 6 einen Druckraum 8 begrenzt, in welchem ein Ausgleichkolben 9 verschiebbar angeordnet ist. Zum Ende der Schließbewegung des Ventils 1 taucht der Arbeitskolben 5 mit einem Endabschnitt 12 unter Bildung eines Drosselspaltes in einen Hohlraum 11 des Ausgleichkolbens 9 ein, wodurch eine Bremswirkung erzielt wird. Ein hydraulischer Längenausgleich wird dadurch erreicht, daß der Ausgleichkolben 9 in der Ruhestellung des Ventils 1 und des Arbeitskolbens 5 durch eine Feder 33 gegen einen Anschlag 14 am Arbeitskolben 5 gedrückt und der dabei sich vergrößernde Raum 30 über das Rückschlagventil 29 mit Hydraulikflüssigkeit aufgefüllt wird.

FIG.2



DE 3833459 A1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen hydraulischen Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein derartiger Ventiltrieb ist im Prinzip in der DE-A 35 37 630 beschrieben.

Bei hydraulischen Ventiltrieben ist es erforderlich, eine hydraulische Dämpfungsvorrichtung vorzusehen, mit welcher die Schließbewegung des Ventils vor dem Aufsetzen auf den Ventilsitz abgebremst wird. Diese Dämpfungsvorrichtung muß so beschaffen sein, daß sie Längenänderungen der mechanischen Komponenten des Ventiltriebs, hervorgerufen durch Verschleiß, Wärme-
dehnung und dergleichen, ausgleichen kann, damit die Bremswirkung immer zum gleichen Zeitpunkt vor dem Aufsetzen des Ventils auf seinen Ventilsitz eintritt. Ist dies nicht der Fall, so ergeben sich bei Brennkraftmaschinen mit mehreren Zylindern unterschiedliche Schließzeitpunkte für die Ventile, was für einen optimalen Betrieb der Brennkraftmaschine unerwünscht ist.

In der genannten DE-A 35 37 630 ist ein hydraulischer Ventiltrieb mit hydraulischer Dämpfervorrichtung und hydraulischem Längenausgleich beschrieben, bei dem zwischen dem Arbeitskolben und dem Ventilschaft ein Ausgleichkolben vorgesehen ist, der in einer Längsbohrung des Arbeitskolbens verschiebbar ist und mit dem Ende der Bohrung eine Hydraulikkammer begrenzt, die über ein Rückschlagventil mit dem Druckraum in Verbindung steht. Bei der Öffnungsbewegung des Ventils wird die Hydraulikkammer über das sich öffnende Rückschlagventil mit Hydraulikflüssigkeit beaufschlagt und es werden der Arbeitskolben und der Ausgleichkolben als Einheit zwecks Öffnung des Ventils verschoben. Gegen Ende der Schließbewegung taucht der Arbeitskolben mit seinem konischen Endabschnitt in den Druckraum ein, wodurch eine Bremswirkung erzielt wird, bis er schließlich an einem Anschlag zur Ruhe kommt. Durch eine Leckage zwischen dem Ausgleichkolben und der Wand der Längsbohrung im Arbeitskolben ist sichergestellt, daß stets die gleiche Dämpfungswirkung gegen Ende der Schließbewegung des Ventils und die Anlage des Arbeitskolbens an seinem Anschlag am Ende der Schließbewegung des Ventils eintritt, auch wenn das Ende des Ventilschaftes aufgrund von thermisch bedingten Längenänderungen oder durch Verschleiß am Ventilsitz oder Ventilteller seine Position relativ zum Arbeitskolben verändert hat. Durch die Unterbringung des Ausgleichkolbens im Arbeitskolben muß letzterer einen verhältnismäßig großen Außendurchmesser aufweisen, was zu Unterbringungsproblemen insbesondere bei Brennkraftmaschinen mit mehr als zwei Ventilen pro Zylinder führt. Wenn abweichend von der Ausführung gemäß der DE-A 35 37 630 eine hydraulische Übersetzung z.B. gemäß DE-A 28 35 316 vorgesehen ist, bei welcher der Arbeitskolben einen wesentlich kleineren Durchmesser hat als der nockenbetätigte Geberkolben, ist die Unterbringung eines Ausgleichkolbens im Arbeitskolben praktisch nicht möglich. Schließlich muß bei der Ausführung gemäß DE-A 35 37 630 außer der den Arbeitskolben aufnehmenden Bohrung im Zylinderkopf die den Ausgleichkolben aufnehmende Bohrung im Arbeitszylinder bearbeitet werden, was zusätzliche Kosten verursacht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen gattungsgemäßen hydraulischen Ventiltrieb zu schaffen, bei dem ein hydraulischer Längenausgleich mit geringem Platzbedarf bei vereinfachter Fertigung verwirk-

licht wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Bei dem erfindungsgemäßen Vorschlag wird durch die räumliche Trennung von Arbeitskolben und Ausgleichkolben die Möglichkeit geschaffen, die druckbeaufschlagte Fläche des Arbeitskolbens ohne Rücksicht auf den Ausgleichkolben zu optimieren, also jede gewünschte hydraulische Übersetzung zu verwirklichen. Da der Ausgleichkolben sich in der gleichen Zylinderbohrung bewegt wie der Arbeitskolben, ist im Gegensatz zu der bekannten Ausführung nur eine Bohrung zu bearbeiten.

Bei den bekannten Ventiltrieben mit hydraulischer Ventilbremse findet eine leichte Verzögerung auch beim Öffnen des Ventils statt, da der sich vergrößernde Raum zwischen dem Arbeitskolben und seinem Anschlag zunächst durch den drosselnden Dämpfungsspalt gefüllt wird. Um diese Verzögerung zu vermeiden, ist zwischen der den Anschlag für den Arbeitskolben umgebenden Stirnfläche des Arbeitskolbens und der dieser Fläche gegenüberliegenden Stirnfläche des Arbeitskolbens eine Kammer vorgesehen, die beim Öffnungshub des Ventils direkt mit Druckflüssigkeit beaufschlagt wird. Dieser Raum braucht dann nicht mehr über den Dämpfungsspalt mit Druckflüssigkeit versorgt werden, so daß die erwähnte Verzögerung nicht eintritt.

Weitere vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den anderen Unteransprüchen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben. Es zeigt:

Fig. 1 einen hydraulischen Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine in schematischer Darstellung, wobei das Ventil in seiner Schließstellung gezeigt ist, und

Fig. 2 den Ventiltrieb von Fig. 1 bei geöffnetem Ventil.

In den Zeichnungen ist mit 1 ein Gaswechselventil einer Hubkolben-Brennkraftmaschine bezeichnet, das durch eine Ventiltfeder 2 auf seinen Ventilsitz 3 gedrückt wird. Der Ventilschaft 4 stützt sich auf einem hydraulischen Arbeitskolben 5 ab, der in einer Zylinderbohrung 6 im Zylinderkopf 7 der Brennkraftmaschine verschiebbar angeordnet ist und einen Druckraum 8 (Fig. 2) begrenzt. In der Zylinderbohrung 6 ist ebenfalls verschiebbar ein Ausgleichkolben 9 angeordnet, dessen Außendurchmesser dem Außendurchmesser des Arbeitskolbens 5 entspricht. Der Ausgleichkolben 9 hat in seiner dem Arbeitskolben 5 zugewandten Stirnfläche 16 einen zylindrischen Hohlraum 11, in den in der in Fig. 1 gezeigten Schließstellung des Ventils 1 ein zylindrischer Endabschnitt 12 des Arbeitskolbens 5 unter Bildung eines Drossel- oder Dämpfungspaltes 13 eintaucht. Der Endabschnitt 12 geht von einem zylindrischen Absatz 14 größeren Durchmessers aus, der an die Stirnfläche 15 des Arbeitskolbens 5 angeformt ist. Der Absatz 14 liegt in der in Fig. 1 dargestellten Schließstellung des Ventils 1 an der gegenüberliegenden Stirnfläche 16 des Ausgleichkolbens 9 an. Der Hohlraum 11 des Ausgleichkolbens 9 steht über Querbohrungen 17 im Ausgleichkolben mit einer Ringnut 18 in der Wand der Zylinderbohrung 6 in Verbindung. Die Ringnut 18 ist durch eine Druckleitung 19 mit einem Geberzylinder 20 verbunden, in dem ein Geberkolben 21 angeordnet ist, der durch den Nocken 22 einer Nockenwelle 23 verschoben wird. Das Auffüllen dieses Hydraulikkreises erfolgt durch eine Pumpe 24, die einen Systemdruck erzeugt

und in deren Förderleitung 25, die mit der Druckleitung 19 verbunden ist, ein mit Nockenwellendrehzahl angetriebener Drehschieber 26 angeordnet ist. An die Förderleitung 25 ist zwischen der Pumpe 24 und dem Drehschieber 26 ein Druckspeicher 27 angeschlossen. Ferner geht von der Förderleitung 25 zwischen Pumpe 24 und Drehschieber 26 eine Systemdruckleitung 28 aus, die über ein Rückschlagventil 29 mit dem Raum 30 zwischen der vom Arbeitskolben 5 abgewandten Stirnfläche 31 des Ausgleichkolbens 9 und dem Boden 32 der Zylinderbohrung 6 gebildet ist. Der Ausgleichkolben 9 wird durch eine schwache Feder 33, die im Ausführungsbeispiel die Feder des Rückschlagventils 29 ist, jedoch auch von einer eigenen Feder gebildet werden kann, in der in Fig. 1 gezeigten Ruhestellung des Arbeitskolbens 5 gegen den Absatz 14 des Arbeitskolbens 5 gedrückt. Durch den Absatz 14 des Arbeitskolbens 5 ist zwischen dessen Stirnfläche 15 und der gegenüberliegenden Stirnfläche 16 des Ausgleichkolbens 9 ein Ringraum 34 gebildet, der durch eine Leitung 35 und ein Rückschlagventil 36 mit der Druckleitung 19 verbunden ist.

Der Arbeitskolben 5, die Zylinderbohrung 6 und der Ausgleichkolben 9 sind zum besseren Verständnis erheblich vergrößert dargestellt. In der Praxis ist der Durchmesser des Arbeitskolbens 5 nicht oder nicht wesentlich größer als der Durchmesser des Ventilschaftes 4.

Die Wirkungsweise des dargestellten Ventiltriebs ist folgende:

In Fig. 1 ist das Ventil 1 in seiner Schließstellung und der Druckraum 8, d.h. der Raum zwischen dem Arbeitskolben 5 und dem Ausgleichkolben 9, ist über die Druckleitung 19 und den offenen Drehschieber 26 mit der von dem Druckspeicher 27 und der Pumpe 24 gebildeten Niederdruckquelle in Verbindung. Zum Öffnen des Ventils 1 ist der Drehschieber 26 in die in Fig. 2 gezeigte Stellung verdreht, in welcher die Leitung 25 abgesperrt ist, und der Nocken 22 betätigt den Geberkolben 21, der aus dem Geberzylinder 20 die Hydraulikflüssigkeit durch die Druckleitung 19 über die Ringnut 18 und die Querbohrungen 17 in den Hohlraum 11 und gleichzeitig über das Rückschlagventil 36 und die Leitung 35 in den Ringraum 34 fördert. Dadurch wird der Arbeitskolben 5 zusammen mit dem Ventil 1 aus seiner Ruhestellung gemäß Fig. 1 in der Zeichnung nach unten in die in Fig. 2 dargestellte Öffnungsstellung des Ventils 1 bewegt. Der Ausgleichkolben 9 bleibt dabei in seiner Lage, da das Rückschlagventil 29 ein Ausströmen von Hydraulikflüssigkeit aus dem Raum 30 verhindert. Wird nun der hydraulische Kraftfluß unterbrochen, indem der Drehschieber 26 in die in Fig. 1 dargestellte Lage kommt, so drückt die Ventilsfeder 2 das Ventil 1 und den Arbeitskolben 5 nach oben und die Hydraulikflüssigkeit entweicht über die Querbohrungen 17, die Ringnut 18 und die Leitungen 19 und 25 in den Speicher 27. Beim Eintauchen des Endabschnittes 12 des Arbeitskolbens 5 in den Hohlraum 11 des Ausgleichkolbens 9 tritt, bedingt durch den Drosselspalt 13, eine Bremsung der Schließbewegung des Ventils 1 ein, da die Hydraulikflüssigkeit aus dem Ringraum 34 nur über diesen Drosselspalt 13 entweichen kann. Die Breite des Ringspaltes 13 und die Höhe des Endabschnittes 12 sind so auf das Gesamtsystem abgestimmt, daß das Ventil 1 sanft auf seinen Ventilsitz 3 aufsetzt.

Während des Bremsvorganges bewegt sich der Ausgleichkolben 9 geringfügig nach oben, da über den Leckspalt zwischen dem Ausgleichkolben 9 und der Wand der Zylinderbohrung 6 eine geringe Leckmenge

in die Ringnut 18 entweichen kann. Wenn das Ventil 1 und damit auch der Arbeitskolben 5 in seine Ruhestellung gelangt, sind die Räume 11, 30 und 34 nur mit dem von der Pumpe 24 erzeugten Systemdruck beaufschlagt. Der Ausgleichkolben 9 wird durch die Feder 33 auf den Absatz 14 des Arbeitskolbens 5 gedrückt, wobei der Raum 30 über die Leitung 28 mit Hydraulikflüssigkeit aufgefüllt wird. Auf diese Weise wird erreicht, daß unabhängig von der relativen Lage des Arbeitskolbens 5 zum Ventilsitz 3, die sich durch Längenänderungen und Längentoleranzen des Ventilschaftes 4 oder durch Verschleiß zwischen dem Ventil 1 und seinem Ventilsitz 3 ändern kann, der Ausgleichkolben 9 eine definierte Lage relativ zum Arbeitskolben 5 hat, wodurch der Bremsbeginn immer bei dem gleichen Abstand des Ventils 1 von seinem Ventilsitz 3 erfolgt, das Ventil also auch immer zum gleichen Zeitpunkt schließt.

Dadurch, daß beim Bewegen des Ventils aus seiner Schließstellung der Ringraum 34 über die Leitung 35 und das Rückschlagventil 36 direkt mit Druckflüssigkeit aus dem Geberzylinder 20 mit beaufschlagt wird, wird das sonst bei hydraulischen Ventilbremsen zu beobachtende verzögerte Einsetzen des Öffnungsbeginns vermieden, das dadurch entsteht, daß der bei der Abwärtsbewegung des Arbeitskolbens 5 sich vergrößernde Ringraum 34 durch den Drosselspalt 13 mit Druckflüssigkeit versorgt werden muß.

Es sei bemerkt, daß die Pumpe 24 im Prinzip nur zum Auffüllen des Hydrauliksystems sowie zur Ergänzung von Leckagen erforderlich ist. Das Öffnen des Ventils 1 wird durch die Druckbeaufschlagung des Arbeitskolbens 5 mit der von dem Geberzylinder 21 verdrängten Druckflüssigkeit bewirkt, während die Schließbewegung des Ventils 1 dadurch ermöglicht wird, daß der Arbeitskolben 5 über den Drehschieber 26 zum Speicher 27 hin druckentlastet wird.

Der Endabschnitt 12 des Arbeitskolbens 5 hat im Ausführungsbeispiel eine zylindrische Form. Er kann jedoch auch, wie bekannt, in seiner ganzen Länge oder auch nur zum teil konisch verjüngt sein, um eine bestimmte Bremscharakteristik zu erreichen.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine, mit einem durch eine Feder (2) im Schließsinn beaufschlagten Ventil (1), auf dessen Ventilschaft (4) ein Arbeitskolben (5) wirkt, der in einem Zylinder (6) einen Druckraum (8) begrenzt, welcher für die Öffnungsbewegung des Ventils mit einer Hochdruckquelle (20, 21) und für die Schließbewegung des Ventils mit einer Niederdruckquelle (27) verbindbar ist und der einen Endabschnitt (12) aufweist, welcher gegen Ende der Schließbewegung unter Bildung eines Dämpfungsspaltes (13) in den Druckraum (8) eintaucht, und mit einer einen Ausgleichkolben (9) aufweisenden Vorrichtung zum hydraulischen Längenausgleich, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichkolben (9)

a) im Druckraum (8) angeordnet und im Sinne einer Verschiebung in Richtung auf den Arbeitskolben (5) durch eine Feder (33) beaufschlagt ist,

b) in seiner dem Arbeitskolben (5) zugewandten ersten Stirnfläche (16) einen Hohlraum (11) aufweist, in den der Endabschnitt (12) des Arbeitskolbens (5) gegen Ende der Schließbewegung unter Bildung des Dämpfungsspaltes (13)

- eintaucht und der über Querbohrungen (17) im Ausgleichkolben (9) und eine Ringnut (18) in der Zylinderwand (6) mit der Hoch- bzw. Niederdruckquelle verbindbar ist,
- c) mit seiner zweiten Stirnfläche (31) im Zylinder (6) eine Hydraulikkammer (30) begrenzt, die über ein Rückschlagventil (29) mit der Niederdruckquelle (27) verbunden ist, und
- d) in der Schließstellung des Ventils (1) am Arbeitskolben (5) anliegt.
2. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitskolben (5) und der Ausgleichkolben (9) den gleichen Außendurchmesser aufweisen.
3. Hydraulischer Ventiltrieb nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Endabschnitt (12) umgebenden Stirnfläche (15) des Arbeitskolbens (5) und der ersten Stirnfläche (16) des Ausgleichkolbens (9) in der Schließstellung des Ventils (1) eine Kammer (34) gebildet ist, die über ein Rückschlagventil (36) mit der Hochdruckquelle (20, 21) in Verbindung steht.
4. Hydraulischer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1—3, dadurch gekennzeichnet, daß der Endabschnitt (12) des Arbeitskolbens (5) zumindest teilweise konisch ausgebildet ist.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

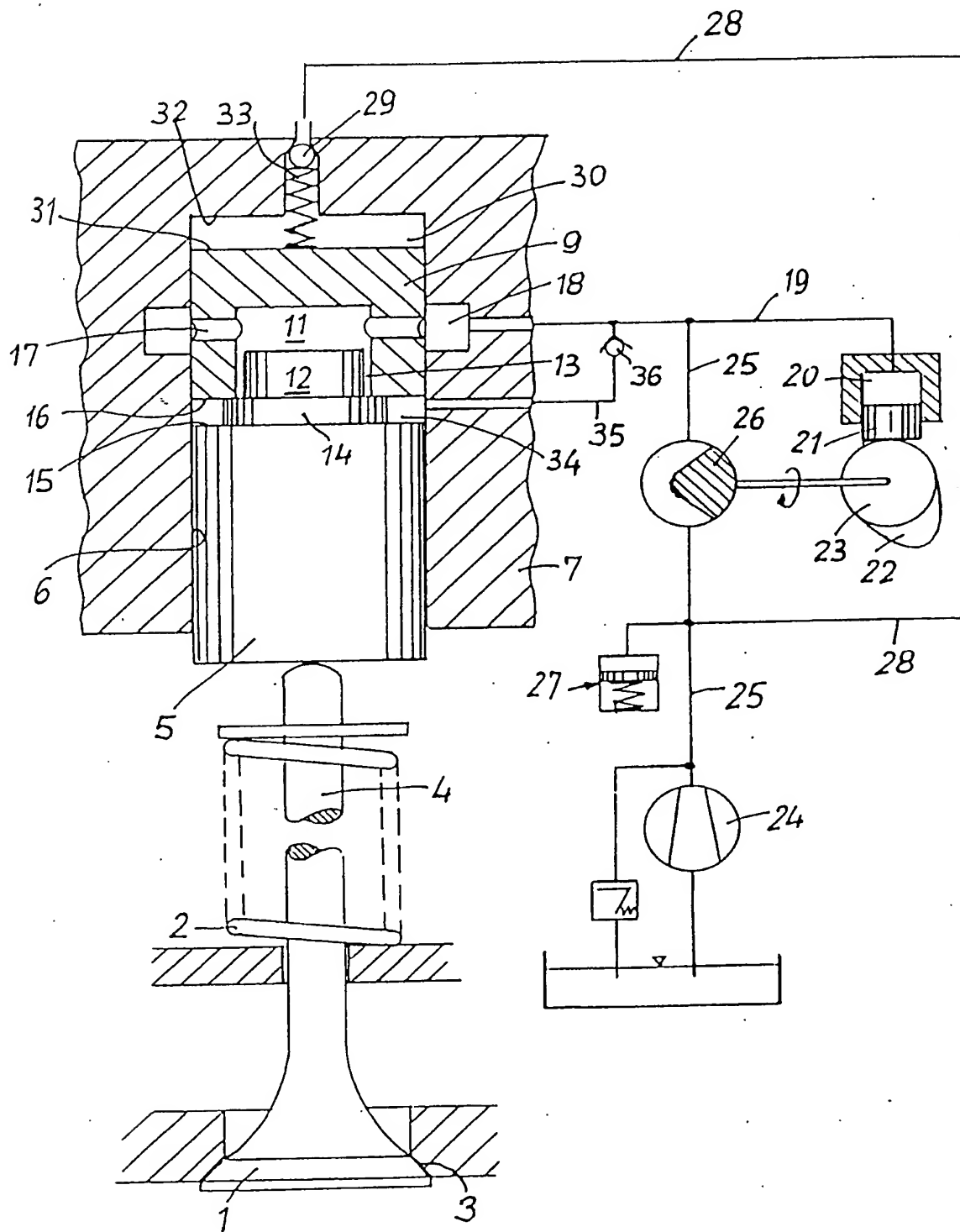


FIG.2

